

ROLLING BEARING DEVICE

Publication number: JP8219052

Publication date: 1996-08-27

Inventor: TAKANO SUSUMU

Applicant: NIPPON SEIKO KK

Classification:

- International: F04C18/16; F01C21/02; F04C29/00; F16C19/16; F16C19/18; F16C19/54; F16C35/06; F04C18/16; F01C21/00; F04C29/00; F16C19/00; F16C19/02; F16C35/04; (IPC1-7): F04C29/00; F04C18/16; F16C19/18

- European: F01C21/02; F16C19/16; F16C19/54; F16C35/06D

Application number: JP19950024364 19950213

Priority number(s): JP19950024364 19950213

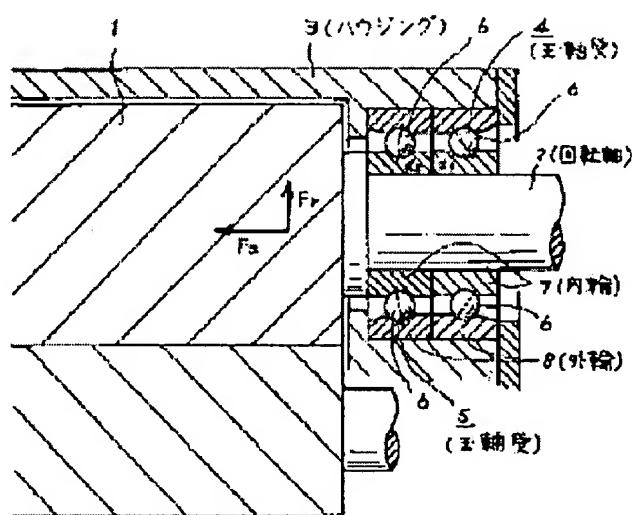
Also published as:

US5655844 (A1)

[Report a data error here](#)

Abstract of JP8219052

PURPOSE: To prevent the lowering of fatigue life of a rolling bearing device formed by combining angular type ball bearings rotated receiving axial load applied in an almost constant direction, so as to improve durability. CONSTITUTION: At the time of use, radial load F_r and left direction axial load F_a are applied to a rotary shaft 2. The contact angle α_1 of a right side ball bearing 4 receiving this axial load is made large, and the contact angle α_2 of a left side ball bearing 5 not receiving this load is made small. The left side ball bearing 5 is provided with a slight positive bearing clearance at the time of use.



Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide

(51) Int.Cl.⁶
 F 04 C 29/00
 18/16
 F 16 C 19/18

識別記号 庁内整理番号
 F 04 C 29/00
 18/16
 F 16 C 19/18

F I
 F 04 C 29/00
 18/16
 F 16 C 19/18

技術表示箇所
 E
 J

審査請求 未請求 請求項の数1 O.L (全7頁)

(21)出願番号 特願平7-24364
 (22)出願日 平成7年(1995)2月13日

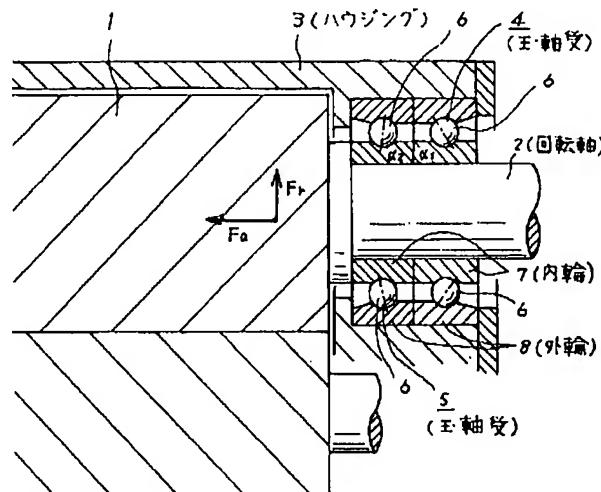
(71)出願人 000004204
 日本精工株式会社
 東京都品川区大崎1丁目6番3号
 (72)発明者 高野 晋
 神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目5番50号
 日本精工株式会社内
 (74)代理人 弁理士 小山 欽造 (外1名)

(54)【発明の名称】 転がり軸受装置

(57)【要約】

【目的】 ほぼ一定方向に加わる軸方向荷重を受けて回転するアンギュラ型の玉軸受4、5を組み合わせて成る転がり軸受装置の疲れ寿命低下を防止して、耐久性向上を図る。

【構成】 回転軸2には、使用時にラジアル荷重 F_r と左方向のアキシャル荷重 F_a が加わる。このアキシャル荷重を受ける右側の玉軸受4の接触角 α_1 を大きく、この荷重を受けない左側の玉軸受5の接触角 α_2 を小さくする。又、左側の玉軸受5には使用時に僅かな正の軸受隙間を設ける。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 軸の外周面とハウジングの内周面との間に少なくとも1対のアンギュラ型の玉軸受を、互いの接触角の方向を異ならせて設け、使用時に上記軸とハウジングとの間に、外部からほぼ一定方向に加わる軸方向荷重を、上記1対の玉軸受のうちの一方の玉軸受により支承する転がり軸受装置に於いて、上記1対の玉軸受を構成する内輪は上記軸の外周面に、同じく外輪はそれぞれ上記ハウジングの内周面に、それぞれ十分な嵌合強度で嵌合固定されており、上記一方の玉軸受の接触角は他方の玉軸受の接触角よりも大きく、且つこの他方の玉軸受は運転中に内部に僅かな正の隙間が存在するものである事を特徴とする転がり軸受装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 この発明に係る転がり軸受装置は、例えばスクリューコンプレッサの回転軸を回転自在に支持する為に利用する。

【0002】

【従来の技術】 スクリューコンプレッサの回転軸等を支承する為、図2に示す様な転がり軸受装置が、従来から使用されている。この軸受装置は、スクリューコンプレッサを構成するロータ1を固定した回転軸2の外周面とハウジング3の内周面との間に設けられるもので、1対のアンギュラ型の玉軸受4、5を組み合わせる事で構成される。両玉軸受4、5の接触角 α_1 の方向は、互いに逆方向（本例では所謂背面組合せ=DB）としている。この為、上記回転軸2が図2の左方に変位しようとする時は、同図で右側の玉軸受4が軸方向荷重（アキシャル荷重）を支承し、同じく右方に変位しようとする時は、左側の玉軸受5が軸方向荷重を支承して、回転軸2及びロータ1が、ハウジング3に対し変位する事を防止する。

【0003】 但し、上記スクリューコンプレッサを構成する回転軸2には、主として一方向（図2の左方向）にアキシャル荷重 F_A が加わり、逆方向には稀に小さなアキシャル荷重が加わるのみである。従って、上記1対の玉軸受4、5として同じ仕様のものと接触角 α_1 の方向のみを逆にして使用したのでは、軸受装置全体としての耐久性が不十分になる。この理由は次の通りである。

【0004】 一方向に加わるアキシャル荷重 F_A により、このアキシャル荷重 F_A を支承する側（図2の右側）の玉軸受4の剛性が高くなり、反対に上記アキシャル荷重 F_A を支承しない側（図2の左側）の玉軸受5の剛性が低くなる。即ち、玉軸受4にアキシャル荷重 F_A が加わる結果、この玉軸受4を構成する玉6、6の転動面と内輪7外周面の内輪軌道及び外輪8内周面の外輪軌道との当接部に生じるヘルツの接触梢円が大きくなる。この様に、アキシャル荷重 F_A を負荷する側の玉軸受4に大きな接触梢円が生じる結果、この玉軸受4の剛性が

高くなる。図3は、アンギュラ型の玉軸受に作用するアキシャル荷重 F_A の大きさと、この玉軸受のラジアル剛性との関係を示している。この図3からも明らかな通り、スクリューコンプレッサの運転時には、上記玉軸受4のラジアル剛性が高くなる。

【0005】 これに対して、上記アキシャル荷重 F_A を支承しない玉軸受5には接触梢円が生じない（予圧を付与していない場合）か、生じても小さな接触梢円しか生じない（予圧を付与していた場合）。この為、アキシャル荷重 F_A を支承しない玉軸受5のラジアル剛性は低くなる。この為、上記回転軸2とハウジング3との間に加わるラジアル荷重 F_R のうちの多くの部分を、アキシャル荷重 F_A を支承する玉軸受4により支承する様になり、アキシャル荷重 F_A を支承しない玉軸受5は、このアキシャル荷重 F_A を支承しないだけでなく、ラジアル荷重 F_R までも、僅かしか支承しなくなる。この為、上記アキシャル荷重 F_A を支承する玉軸受4の負担がアキシャル荷重 F_A を支承しない玉軸受5に比べて極端に大きくなる。

【0006】 1対の玉軸受4、5を組み合わせて成る転がり軸受装置全体としての寿命は、これら1対の玉軸受4、5のうちの短寿命の玉軸受に多く影響される。図2に示す様に、同じ仕様の玉軸受4、5のうちの一方の玉軸受4にのみ大きな負担をかけ、他方の玉軸受5に加わる負担を極端に小さくした場合には、転がり軸受装置全体としての寿命は上記一方の玉軸受4の寿命に多く影響される。しかも、この一方の玉軸受4の寿命を十分に長くできない為、転がり軸受装置全体としての寿命が不十分になる。

【0007】 この様な事情に鑑みて従来から、スクリューコンプレッサ等に組み込まれる転がり軸受装置の寿命延長を図るべく、各種の試みがなされている。先ず、転がり軸受装置を構成する1対の玉軸受に予圧を付与せず、これら各玉軸受に正の隙間（=実際の隙間。反対に予圧を付与した状態では負の隙間が存在する。）を設ける事が、実際に行なわれている。この様に正の隙間を設けると、各玉軸受を構成する玉の転動面と内輪軌道及び外輪軌道との接触面圧が予圧を付与した場合に比べて小さくなり、これら転動面並びに内輪、外輪両軌道の疲れ寿命が向上する。工作機械の主軸用軸受装置の様に、高度な回転精度を要求される為に予圧が必要な軸受とは異なり、スクリューコンプレッサ等に組み込まれる転がり軸受装置の場合には、各玉軸受に正の隙間を付与する事で、運転時の発熱量減少と疲れ寿命の向上とを図れる。

【0008】 次に、図4に示した構造例では、ハウジング3の一部でアキシャル荷重 F_A を支承する玉軸受4の外輪8と対向する部分を大径にし、この外輪8の外周面とハウジング3の内周面との間に隙間9を介在させている。従って、この構造例の場合には、回転軸2とハウジング3との間に加わるラジアル荷重 F_R は、アキシャル

荷重 F_a を支承しない玉軸受 5 のみが支承する。

【0009】更に、図5に示した構造例は、特開昭58-160621号公報に記載されたもので、上記図4に示した構造に加え、アキシャル荷重 F_a を支承しない玉軸受 5 の接触角 α_2 を、アキシャル荷重 F_a を支承する玉軸受 4 の接触角 α_1 よりも小さく ($\alpha_1 > \alpha_2$) している。この構造例では、アキシャル荷重 F_a を支承しない玉軸受 5 の接触角 α_2 を小さくした事により、この玉軸受 5 のラジアル荷重 F_r に対する負荷容量を増大させている。

【0010】

【発明が解決しようとする課題】ところが、上述した様な従来構造の場合には、必ずしも十分な耐久性向上を図る事ができなかった。先ず、図2に示す様に、回転軸2の外周面とハウジング3の内周面との間に同一仕様の玉軸受4、5を同じ様に嵌合支持した構造の場合には、前述した様にアキシャル荷重 F_a を支承する玉軸受4の負担が支承しない玉軸受5の負担に比べて極端に大きくなり、寿命が短くなる。これら各玉軸受4、5の内部に正の隙間を設けた場合も、予圧を付与した(負の隙間を設けた)場合に比べれば寿命は向上するが、アキシャル荷重 F_a を支承する玉軸受4の負担が大きくなる点に関しては基本的に同じで、十分な寿命向上を図る事は難しい。

【0011】又、図4に示す様に、アキシャル荷重 F_a を支承する玉軸受4でラジアル荷重 F_r を支承しない構造では、アキシャル荷重 F_a を支承しない玉軸受5に全ラジアル荷重 F_r が加わる為、この玉軸受5の疲れ寿命が不足する傾向となる。又、この玉軸受5に全ラジアル荷重 F_r が加わる結果、この玉軸受5内で上記アキシャル荷重 F_a と逆方向の内部アキシャル荷重が発生する。この内部アキシャル荷重は、上記アキシャル荷重 F_a と共に上記玉軸受4に加わる為、この玉軸受4に加わるアキシャル荷重が更に大きくなり、この玉軸受4の疲れ寿命も不足しがちになる。

【0012】更に、図5に示す様に、アキシャル荷重 F_a を支承しない玉軸受5の接触角 α_2 を小さくした構造例では、この玉軸受5のラジアル荷重に対する負荷容量を増大し、或る程度この玉軸受5の疲れ寿命を向上させる事ができるが、ラジアル荷重 F_r を上記玉軸受5のみで支承する点では図4に示した構造例と同じで、この玉軸受5の疲れ寿命が不足する傾向となる。又、接触角 α_2 を小さくした分、上記玉軸受5内で発生する内部アキシャル荷重が小さくなるが、発生する事に変わりはなく、アキシャル荷重 F_a を支承する玉軸受4の疲れ寿命も不足しがちになる。

【0013】この為従来は、十分な耐久性を確保する為には、玉軸受4、5を大型化したり、或は使用材料として良質のものを使用する等の対策を講じていた。しかしながら、この様な対策では、転がり軸受装置の価格が嵩

み、この転がり軸受装置を組み込んだスクリューコンプレッサ等の機械装置の価格を高くする原因となる。又、特開平5-280482号公報には、遠心力に基づく内部アキシャル荷重の増大を抑えるべく、アキシャル荷重を支承する側の玉軸受の接触角を30~40度とし、アキシャル荷重を支承しない側の玉軸受の接触角を15~25とした転がり軸受装置が記載されている。しかしながら、この公報に記載された構造の場合には、内部隙間やラジアル荷重の支承に就いての考慮がされていない為、そのままでは疲れ寿命の延長効果が必ずしも十分ではない。本発明の転がり軸受装置は、上述の様な事情に鑑みて発明したものである。

【0014】

【課題を解決するための手段】本発明の転がり軸受装置は、前述した従来の転がり軸受装置と同様に、軸の外周面とハウジングの内周面との間に少なくとも1対のアンギュラ型の玉軸受を、互いの接触角の方向を異ならせて設け、使用時に上記軸とハウジングとの間に、外部からほぼ一定方向に加わる軸方向荷重を、上記1対の玉軸受のうちの一方の玉軸受により支承する。

【0015】特に、本発明の転がり軸受装置に於いては、上記1対の玉軸受を構成する内輪は上記軸の外周面に、同じく外輪はそれぞれ上記ハウジングの内周面に、それぞれ十分な嵌合強度で嵌合固定されている。又、上記一方の玉軸受の接触角は他方の玉軸受の接触角よりも大きい。且つ、この他方の玉軸受は運転中に内部に僅かな正の隙間が存在するものである。

【0016】更に好ましくは、上記一方の玉軸受の接触角を40度以上55度以下とし、他方の玉軸受の接触角を15度以上20度以下とする。

【0017】

【作用】上述の様に構成される本発明の転がり軸受装置は、使用時に外部から加わる軸方向荷重(アキシャル荷重)を支承する一方の玉軸受の接触角が大きい分、この玉軸受の負荷容量が大きくなつて、上記アキシャル荷重による上記一方の玉軸受の疲れ寿命の低下を防止できる。又、他方の玉軸受は、接触角が小さい事によって、ラジアル荷重に基づく内部アキシャル荷重の増大が抑えられる。従つて、上記一方の玉軸受の疲れ寿命のアキシャル荷重による低下を少なく抑える事ができる。

【0018】又、上記一方の玉軸受がアキシャル荷重を負荷するだけでなくラジアル荷重も負荷するので、上記他方の玉軸受に過大なラジアル荷重が加わる事がなく、この他方の玉軸受の疲れ寿命の低下も防止できる。即ち、上記他方の玉軸受は接触角が小さい分だけ、一方の玉軸受に比べてラジアル方向に亘る軸受剛性が高い。この為、ラジアル方向に関してこれら1対の玉軸受を同じ条件で使用した場合には、上記他方の玉軸受がこのラジアル荷重の大部分を支承し、この他方の玉軸受の疲れ寿命の確保が、ラジアル荷重によって難しくなる。これに

5
対して本発明の転がり軸受装置の場合には、上記他方の玉軸受の内部に僅かな正の隙間を形成した事により、上記一方の玉軸受も上記ラジアル荷重を支承する様になる。更に言えば、上記正の隙間の大きさを、両玉軸受の接触角並びに運転時に加わるアキシャル荷重との関係で適正に規制すれば、これら両玉軸受が上記ラジアル荷重を均等に負担する様になって、ラジアル荷重による上記他方の玉軸受の疲れ寿命の低下を少なく抑える事ができる。この様に本発明によれば、1対のアンギュラ型の玉軸受の疲れ寿命を何れも十分に確保できるので、これら1対の玉軸受を組み合わせて成る転がり軸受装置全体としての、転がり疲れ寿命の低下を抑える事ができる。

【0019】

【実施例】図1は本発明の実施例として、本発明の転がり軸受装置をスクリューコンプレッサに組み込んだ状態を示している。スクリューコンプレッサを構成するロータ1を固定した回転軸2の外周面と、ハウジング3の内周面との間には、1対のアンギュラ型の玉軸受4、5を背面組合せで配置して、本発明の転がり軸受装置を構成している。これら各玉軸受4、5を構成する内輪7、7は上記回転軸2に締め代を持って外嵌固定し、同じく外輪8、8は上記ハウジング3に締め代を持って内嵌固定している。

【0020】上記スクリューコンプレッサの使用時に上記回転軸2から転がり軸受装置には、図1で左方向のアキシャル荷重F_Aの他、ラジアル荷重F_Rが加わる。従って、上記転がり軸受装置を構成する1対の玉軸受4、5のうち、一方(図1の右方)の玉軸受4が上記アキシャル荷重F_Aを支承し、他方(図1の左方)の玉軸受5はこのアキシャル荷重F_Aを支承しない。又、上記ラジアル荷重F_Rは両方の玉軸受4、5が支承する。

【0021】上記一方の玉軸受4の接触角α₁は他方の玉軸受5の接触角α₂よりも大きく(α₁ > α₂)している。例えば本実施例の場合には、上記一方の玉軸受4の接触角α₁を40度とし、他方の玉軸受5の接触角α₂を15度としている。又、この他方の玉軸受5は運転中に内部に僅かな正の隙間が存在する。即ち、上記スクリューコンプレッサの運転に伴って上記アキシャル荷重F_Aが加わった場合には、上記一方の玉軸受4を構成する玉6、6はアキシャル方向に強く押されるが、上記他方の玉軸受5を構成する玉6、6はアキシャル方向には押されない。但し、ラジアル荷重F_Rが加わった場合には、この他方の玉軸受5を構成する玉6、6も上記一方の玉軸受4を構成する玉6、6と共にラジアル方向に押され、このラジアル荷重F_Rを支承する。

【0022】上述の様に構成される本発明の転がり軸受装置は、使用時に外部から加わるアキシャル荷重F_Aを支承する一方の玉軸受4の接触角α₁が、40度と大きい分、この玉軸受4の負荷容量が大きくなつて、上記アキシャル荷重F_Aによる上記一方の玉軸受4の疲れ寿命

の低下を防止できる。又、他方の玉軸受5は、接触角α₂が15度と小さい事と、内部に正の隙間が存在する事とによって、ラジアル荷重F_Rに基づく内部アキシャル荷重の増大が抑えられる。即ち、アンギュラ型の玉軸受5にラジアル荷重を加える事によりこの玉軸受5を構成する内輪7と外輪8との間には、上記アキシャル荷重F_Aと逆方向の内部アキシャル荷重が発生するが、上記接触角α₂が15度と小さい分、この内部アキシャル荷重が小さくなる。従つて、上記一方の玉軸受4の疲れ寿命のアキシャル荷重による低下を少なく抑える事ができる。

【0023】又、上記一方の玉軸受4がアキシャル荷重F_Aを負荷するだけでなくラジアル荷重F_Rも負荷するので、上記他方の玉軸受5に過大なラジアル荷重が加わる事がなく、この他方の玉軸受5の疲れ寿命の低下も防止できる。即ち、上記他方の玉軸受5は接触角α₂が15度と小さい分だけ、上記一方の玉軸受4に比べてラジアル方向に亘る軸受剛性が高い。この為、ラジアル方向に関してこれら1対の玉軸受4、5を同じ条件で使用した場合には、上記他方の玉軸受5がこのラジアル荷重の大部分を支承してしまう。この様な状態では、この他方の玉軸受5を構成する玉6、6の転動面と内輪7外周面の内輪軌道及び外輪8内周面の外輪軌道との接触面に作用する面圧が高くなり、上記他方の玉軸受5の疲れ寿命の確保が、ラジアル荷重F_Rの存在に基づいて難しくなる。

【0024】これに対して本発明の転がり軸受装置の場合には、上記他方の玉軸受5の内部に僅かな正の隙間を形成した事により、この他方の玉軸受5だけでなく、上記一方の玉軸受4も上記ラジアル荷重F_Rを分担して支承する様になる。即ち、上記正の隙間の大きさを、両玉軸受4、5の接触角α₁、α₂並びに運転時に加わるアキシャル荷重F_Aとの関係で適正に規制すれば、これら両玉軸受4、5が上記ラジアル荷重F_Rを均等に負担する様になって、上記他方の玉軸受5の疲れ寿命がラジアル荷重F_Rによって低下する程度を少なく抑える事ができる。この様に本発明によれば、転がり軸受装置を構成する1対のアンギュラ型の玉軸受4、5の疲れ寿命を何れも十分に確保できるので、これら1対の玉軸受4、5を組み合わせて成る転がり軸受装置全体としての、転がり疲れ寿命の低下を抑える事ができる。

【0025】次に、本発明の効果を確認する為、本発明者が行なった寿命計算の結果に就いて説明する。計算の前提として、玉軸受4、5として、出願人会社製で呼び番号が7306型である、内径が30mm、外径が72mm、幅が19mm、玉数が10個であるアンギュラ型の玉軸受を2個、背面組合せで配置して、内輪を3000rpmで回転させる状態で使用する事とした。アキシャル荷重F_A及びラジアル荷重F_Rは共に200kgfとした(F_A = F_R = 200kgf)。この結果を次の表1に示

す。

【0026】

*【表1】

*

型式		1		2		3	
接触角(度)		反負荷側 (α_2)	負荷側 (α_1)	反負荷側 (α_2)	負荷側 (α_1)	反負荷側 (α_2)	負荷側 (α_1)
		40	40	15	40	15	40
荷重分担 (kgf)	F_r	14.5	185.5	200	0	50.1	149.9
	F_a	17.0	217.0	53.9	253.9	14.0	214.0
転がり	各列 (h)	24121	21.4	22.2	77.1	1306	35.1
	Total (h)	21.4		18.1		34.5	
疲れ寿命		寿命比		1		0.85	
						1.6	

【0027】この表1で型式1は、1対の玉軸受4、5の接触角 α_1 、 α_2 を何れも40度とした比較例である。又、型式2は、アキシャル荷重 F_a を負荷する玉軸受4の接触角 α_1 を40度とし、負荷しない玉軸受5の接触角 α_2 を15度とし、上記玉軸受4の外輪とハウジングとの間に隙間を介在させた、前記図5に示した構造を有する比較例である。更に、型式3は、アキシャル荷重 F_a を負荷する玉軸受4の接触角 α_1 を40度とし、負荷しない玉軸受5の接触角 α_2 を15度とし、更にこの玉軸受5に正の隙間を設けるべく、組合せアキシャル隙間0.010mmを設定した本発明の実施例である。尚、反負荷側のアキシャル荷重(F_r)は、内部アキシャル荷重である。負荷側のアキシャル荷重は、この内部アキシャル荷重と外部アキシャル荷重との和である。

【0028】この表1の記載から明らかな通り、本発明によれば、外部から加わるアキシャル荷重 F_a を負荷する玉軸受4の疲れ寿命と負荷しない玉軸受5の疲れ寿命とをバランスさせて、転がり軸受装置全体としての耐久性を十分に向上させる事ができる。例えば、本発明の実施例である型式3の構造は、一般的な従来構造である型式1に対して、全体としての寿命が1.6倍に延びる。これに対して、前記図5に示す様に、接触角を変え、アキシャル荷重負荷側の外輪周囲に隙間を設けた型式2の※

※場合には、アキシャル荷重 F_a を負荷しない玉軸受5の疲れ寿命がラジアル荷重 F_r の存在に基づいて低下する為、転がり軸受装置全体としての耐久性はかえって低下する。

【0029】次に、表2は、アキシャル荷重 F_a を200kgfに固定したまま、ラジアル荷重 F_r を50kgf、67kgf、100kgf、200kgf、400kgf、600kgf、800kgfとした場合の、転がり軸受装置全体としての寿命を示している。又、ラジアル荷重 F_r の値の他、アキシャル荷重 F_a を負荷する側の玉軸受4の接触角 α_1 を30度、40度、45度、50度、55度、60度の6通りに変化させた。そして、それぞれの場合に就いて、アキシャル荷重 F_a を負荷しない側の玉軸受5の接触角 α_2 を15度とした場合の寿命 L_0 が、この接触角 α_2 を上記アキシャル荷重 F_a を負荷する側の玉軸受4の接触角 α_1 と同じ($\alpha_1 = \alpha_2$)とした場合の寿命 L_1 に対する割合(L_0 / L_1)を、寿命比として表2に記載した。尚、各玉軸受4、5の大きさ、回転条件、内部隙間等の条件は、前記表1に結果を示した計算の場合と同じとした。

【0030】

【表2】

		F_r / F_a						
		0.25	0.33	0.5	1	2	3	4
負荷側接觸角 (α_1)	30	1.02	1.02	1.03	1.15	1.38	1.4	1.33
	40	1.06	1.06	1.12	1.51	1.68	1.52	1.36
	45	1.08	1.11	1.24	1.75	1.8	1.54	1.36
	50	1.14	1.21	1.46	2.05	1.89	1.55	1.37
	55	1.24	1.4	1.82	2.38	1.99	1.61	1.42
	60	1.45	1.73	2.31	2.75	2.11	1.73	1.52

【0031】この表2から明らかな通り、アキシャル荷重 F_a を負荷する側の玉軸受4の接触角 α_1 が40度を

越えた場合には、アキシャル荷重 F_a を負荷しない側の玉軸受 5 の接触角 α_2 を小さくする（15度にする）事による寿命延長効果が顕著になり、45度になると更に寿命延長効果が大きい。尚、この表2から明らかな通り、上記アキシャル荷重 F_a を負荷する側の玉軸受 4 の接触角 α_1 を60度と大きくすれば、計算上の寿命は大きくなるが、この様に大きな接触角を採用する事は、別の点から好ましくない。即ち、本発明の対象となる様な転がり軸受装置を実際にスクリューコンプレッサ等に組み込む際には、組み込み時の不具合や回転軸 2 の撓み等により、内輪 7 の中心軸と外輪 8 の中心軸とが傾斜する事がある。この様な場合に、60度と言った様な大きな接触角を採用していると、玉 6、6 が内輪軌道或は外輪軌道の肩に乗り上げ易い。そして乗り上げた場合には、玉 6、6 の転動面を著しく傷付けて、転がり軸受装置の耐久性が著しく損なわれる。そこで、上記接触角 α_1 の上限値を55度程度に抑える事が好ましい。

【0032】又、アキシャル荷重 F_a を負荷しない側の玉軸受 5 の接触角 α_2 は、この玉軸受 5 のラジアル剛性を大きくすると共に、この玉軸受 5 がラジアル荷重 F_r を受けた場合にこの玉軸受 5 内で発生する内部アキシャル荷重を小さく抑える為には、小さい（0度に近い）事が好ましい。但し、転がり軸受装置を設置する部分の温度条件や、回転軸 2 及びハウジング 3 との嵌め合い条件によっては、或る程度の大きさ（15度以上）の接触角を設定しないと、安定した運転を確保できない場合がある。そこで、これらの事を考慮して、上記アキシャル荷重 F_a を負荷しない側の玉軸受 5 の接触角 α_2 は、15度以上20度以内の範囲で選定する事が好ましい。

【0033】尚、上述の実施例では、1対の玉軸受 4、5 を背面組合せで配置した構造に本発明を適用しているが、本発明は背面組合せに限らず、正面組合せ（D/F）に関しても実施できる。背面組合せを採用するか、或は正面組合せを採用するかは、転がり軸受装置に要求され

る機能に応じて選択する。即ち、回転軸 2 の曲げモーメントに対する剛性を高くする必要がある場合には背面組合せを採用する。これに対して、上記曲げモーメントによる転がり軸受装置の寿命低下を少なく抑える必要がある場合には正面組合せを採用する。並列組合せは本発明の適用外である。但し、より大きな荷重を支承すべく、背面組合せ、或は正面組合せをした転がり軸受装置を、軸方向に亘って複数組設ける、所謂多列組合せ軸受に本発明を実施する事は自由である。

10 【0034】

【発明の効果】本発明は、以上に述べた通り構成され作用する為、外部アキシャル荷重に対する負荷容量を十分に確保しつつ、ラジアル荷重に基づいて発生する内部アキシャル荷重の低減を図れる。又、アキシャル荷重を支承しない玉軸受のラジアル荷重に対する耐久性も十分に確保できる。これらにより、転がり軸受装置全体としての耐久性向上を十分に図れる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の実施例を示す断面図。

20 【図2】従来装置の第1例を示す断面図。

【図3】アキシャル荷重とラジアル剛性との関係を示す線図。

【図4】従来装置の第2例を示す断面図。

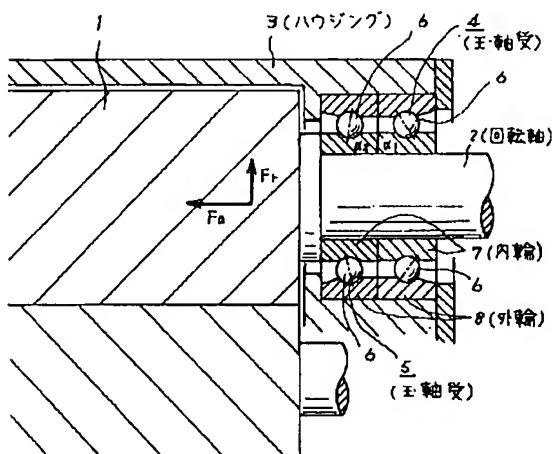
【図5】同第3例を示す断面図。

【符号の説明】

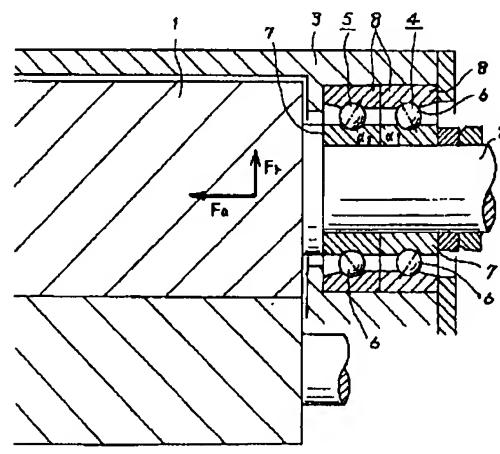
- 1 ロータ
- 2 回転軸
- 3 ハウジング
- 4、5 玉軸受
- 6 玉
- 7 内輪
- 8 外輪
- 9 間隙

30

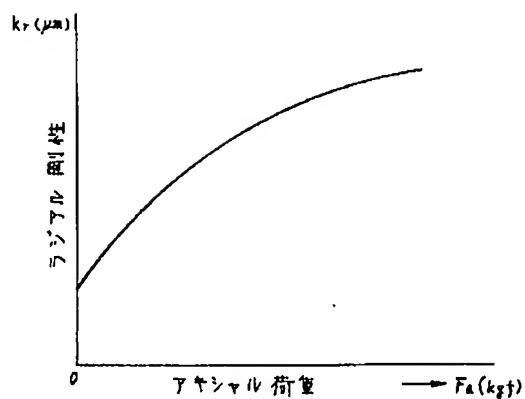
【図1】



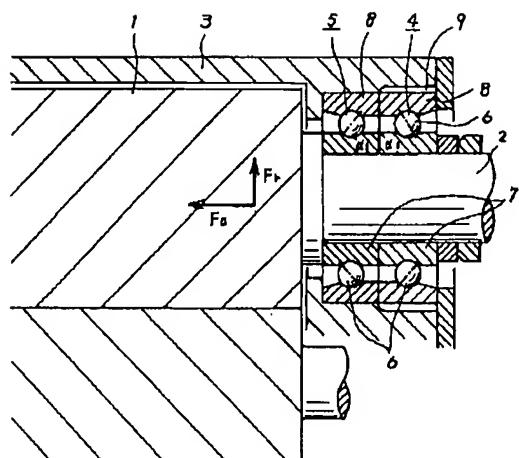
【図2】



【図3】



【図4】



【図5】

